

PAT-NO: JP402102952A  
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02102952 A  
TITLE: SPEED CHANGE GEAR FOR AUTOMATIC TRANSMISSION  
PUBN-DATE: April 16, 1990

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

ASADA, TOSHIYUKI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

TOYOTA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP63256563

APPL-DATE: October 12, 1988

INT-CL (IPC): F16H003/66

ABSTRACT:

PURPOSE: To reduce shocks due to speed changing easily by using one set of double pinion type planetary and two sets of single pinion type planetary gearing devices, and by furnishing six detaining devices.

CONSTITUTION: Existing invention is equipped with two sets of single pinion type planetary gearing devices 1, 3 and one set of double pinion type planetary gearing device 2. A carrier 1C and sun gear 2S are coupled together, and also a ring gear 1R and carriers 2C and 3C together, and ring gears 2R and 3R together consolidatedly. Also six detaining devices are coupled, i.e. three clutching means K1-K3 and three braking means B1-B3. Thereby seven speed change positions are obtained as given on the attached table, and it is not

required to disengage all clutching means, which have been in engagement till immediately before start of speed changing, in case changing-over is to be made into the adjoining speed change position, i.e. changing-over of input is not needed, so that this is favorable in reducing shocks due to speed changing.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio

⑬ Int. Cl.<sup>3</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成2年(1990)4月16日

F 16 H 3/66

B

7331-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全24頁)

⑮ 発明の名称 自動変速機用歯車変速装置

⑯ 特 願 昭63-256563

⑰ 出 願 昭63(1988)10月12日

⑱ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番番 トヨタ自動車株式会社内

⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑳ 代 理 人 弁理士 渡辺 丈夫

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

自動変速機用歯車変速装置

## 2. 特許請求の範囲

(1) 第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第1キャリアと、前記第1キャリアに連結された第2サンギヤと、その第2サンギヤと同心状に設けられた第2リングギヤと、前記第2サンギヤに啮合する内ピニオンギヤおよびその内ピニオンギヤと第2リングギヤとに啮合する外ピニオンギヤを保持しかつ前記第1リングギヤに連結された第2キャリアと、前記内ピニオンギヤもしくは外ピニオンギヤに啮合しあるいはこれらのピニオンギヤと一体になって公転しかつ前記第2リングギヤと一体となって回転する他のリングギヤに啮合するピニオンギヤに啮合する第3サンギヤと、入力軸と、その入力軸と前記第3サンギヤとを選択的に連結する第1クラッチ手段と、互いに連結された第1キャリアおよび第2サンギヤと入力軸とを選択的に連結する第2クラッチ手段と、入力軸と第1サンギヤとを選択的に連結する第3クラッチ手段と、前記第2リングギヤの回転もしくは該第2リングギヤおよび前記他のリングギヤの回転を選択的に止める第1ブレーキ手段と、互いに連結された前記第1キャリアおよび第2サンギヤの回転を選択的に止める第2ブレーキ手段と、第1サンギヤの回転を選択的に止める第3ブレーキ手段と、互いに連結された第1リングギヤおよび第2キャリアに対して連結された出力軸とを具備していることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

(2) 第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有するシングルピニオン型の第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リングギヤと、第2サンギヤに啮合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第2リングギヤとに啮合する他のピニオンギヤを保持する第2キャリアとを有するダブルピ

ニオン型の第2遊星歯車と、

第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤと第3リングギヤとに啮合するピニオンギヤを保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン型の第3遊星歯車とを備え、

第1リングギヤと第2リングギヤと第3キャリアとが一体的に連結されるとともに、第1キャリアと第2キャリアとが一体的に連結され、また第2サンギヤと第3サンギヤとが一体的に連結され、

さらに、一体的に連結された第2サンギヤおよび第3サンギヤと入力軸とを選択的に連結する第1クラッチ手段と、一体的に連結された第1キャリアおよび第2キャリアと入力軸とを選択的に連結する第2クラッチ手段と、第1サンギヤと前記入力軸とを選択的に連結する第3クラッチ手段と、第3リングギヤの回転を選択的に止める第1ブレーキ手段と、一体的に連結された第1キャリアおよび第2キャリアの回転を選択的に止める第2ブレーキ手段と、第1サンギヤの回転を選択的に止める第3ブレーキ手段と、一体的に連結された第

比(サンギヤとリングギヤとの歯数の比)の値、さらにはシングルピニオン型遊星歯車を用いるかダブルピニオン型遊星歯車を用いるかなどによって、得られる変速比が多様になるが、その全ての組合せが実用し得るものではなく、車両への搭載性、製造の可能性、変速特性、要求される動力性能などの諸条件から実用の可能性のある歯車列は限定される。換言すれば、遊星歯車列は、遊星歯車の組合せやギヤ比の設定のし方によって膨大な数の構成が可能であるために、車両用の自動変速機として要求される諸条件を満たすものを創作することには多大の困難を伴う。

従来、このような背景の下に案出された多数の歯車変速装置が提案されており、そのうち三組の遊星歯車を使用した装置が、例えば特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報、同51-127968号公報に記載されている。

発明が解決しようとする課題

1リングギヤおよび第2リングギヤならびに第3キャリアの三者に連結された出力軸とを具備していることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

### 3. 発明の詳細な説明

#### 産業上の利用分野

この発明は車両用の自動変速機において使用される歯車変速装置に関し、特に二組もしくは三組の遊星歯車を組合せて構成した歯車変速装置に関するものである。

#### 従来の技術

周知のように遊星歯車はサンギヤとリングギヤとこれらに啮合するピニオンギヤを保持するキャリアとの三要素を有し、そのいずれかの要素を入力要素とするとともに、他のいずれかを出力要素とし、さらに残る他の部材を固定することにより、入力された回転を増速し、もしくは正転減速し、あるいは反転減速して出力することができ、したがって従来一般には、複数の遊星歯車を組合せて自動変速機用の歯車変速装置を構成している。その場合、遊星歯車の組合せ方や、遊星歯車のギヤ

しかるに特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報にそれぞれ記載された装置は、一組のダブルピニオン型遊星歯車と二組のシングルピニオン型遊星歯車とを組合せて構成したものであるが、これらいずれの装置でも、変速比が“1”以下のオーバードライブ段を設定することができず、また前進第1速から第2速への変速、および第2速から第3速への変速の際に、二つのクラッチおよびブレーキを係合状態から解放状態に、もしくは解放状態から係合状態に切換える必要があり、すなわち合計三つもしくは四つの係合手段を切換え動作させる必要があり、そのため変速ショックが悪化し、あるいは変速ショックを低減するためには複雑な制御を必要とするなどの問題がある。これに加え、各変速段での変速比が等比級数的に並んでいず各変速比同士の比率のバラツキが大きいために、変速の前後のエンフンの回転数が大きく変化し、その結果、運転しにくいものとなるなどのおそれがある。

た。

さらに特開昭51-127968号公報に記載された装置は、上記の各装置と同様に二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とを組合せて構成したものであるが、この装置では、変速比が“1”以下のオーバードライブ段を設定できないために、リヤディファレンシャルギヤなどの最終減速機の減速比が限定されている場合には、燃費の改善や高速走行時の静粛性の向上を図ることが困難であるうえに、一組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とからなる歯車列における出力要素を、他の一組のシングルピニオン型遊星歯車のリングギヤに連結した構成を基本構成としているから、変速比を“1”に設定する場合、三つのクラッチを係合させる必要があり、その結果、変速制御が複雑化するおそれがあった。

このように従来の装置では、自動変速機用歯車変速装置として要求される諸条件のうちのいずれかの条件を十分に満しては、そのために制御が

複雑になったり、変速ショックが悪化したり、さらには運転しにくいものとなるなどの不都合を生じさせる問題があった。

この発明は上記の事情を背景としてなされたもので、変速ショックを容易に低減でき、また変速制御が容易であり、さらに動力性能にすぐれ、かつ構成が簡単であるなどの自動変速機に求められる複合した諸条件を共に満すことのできる自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とするものである。

#### 課題を解決するための手段

この出願の各発明は以下の構成により上記の目的を達成するものである。すなわち特許請求の範囲の請求項1に記載した発明は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第1キャリアと、前記第1キャリアに連結された第2サンギヤと、その第2サンギヤと同心状に設けられた第2リングギヤと、前記第2サンギヤに啮合する内ピニオンギヤおよびその内ピニオンギヤと第

2リングギヤとに啮合する外ピニオンギヤを保持しかつ前記第1リングギヤに連結された第2キャリアと、前記内ピニオンギヤもしくは外ピニオンギヤに啮合しあるいはこれらのピニオンギヤと一体になって公転しかつ前記第2リングギヤと一体となって回転する他のリングギヤに啮合するピニオンギヤに啮合する第3サンギヤと、入力軸と、その入力軸と前記第3サンギヤとを選択的に連結する第1クラッチ手段と、互いに連結された第1キャリアおよび第2サンギヤと入力軸とを選択的に連結する第2クラッチ手段と、入力軸と第1サンギヤとを選択的に連結する第3クラッチ手段と、前記第2リングギヤの回転もしくは該第2リングギヤおよび前記他のリングギヤの回転を選択的に止める第1ブレーキ手段と、互いに連結された前記第1キャリアおよび第2サンギヤの回転を選択的に止める第2ブレーキ手段と、第1サンギヤの回転を選択的に止める第3ブレーキ手段と、互いに連結された第1リングギヤおよび第2キャリアに対して連結された出力軸とを具備していること

を特徴とするものである。

また請求項2に記載した発明は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有するシングルピニオン型の第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リングギヤと、第2サンギヤに啮合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第2リングギヤとに啮合する他のピニオンギヤを保持する第2キャリアとを有するダブルピニオン型の第2遊星歯車と、第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤと第3リングギヤとに啮合するピニオンギヤを保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン型の第3遊星歯車とを備え、第1リングギヤと第2リングギヤと第3キャリアとが一体的に連結されるとともに、第1キャリアと第2キャリアとが一体的に連結され、また第2サンギヤと第3サンギヤとが一体的に連結され、さらに、一体的に連結された第2サンギヤおよび第3サンギヤと入力軸とを選択的に連結する第1クラッチ手段と、一体的に連

結された第1キャリアおよび第2キャリアと入力軸とを選択的に連結する第2クラッチ手段と、第1サンギヤと前記入力軸とを選択的に連結する第3クラッチ手段と、第3リングギヤの回転を選択的に止める第1ブレーキ手段と、一体的に連結された第1キャリアおよび第2キャリアの回転を選択的に止める第2ブレーキ手段と、第1サンギヤの回転を選択的に止める第3ブレーキ手段と、一体的に連結された第1リングギヤおよび第2リングギヤならびに第3キャリアの三者に連結された出力軸とを具備していることを特徴とするものである。

#### 作 用

請求項1に記載した装置では、第1クラッチ手段と第1ブレーキ手段とを係合することにより、第3サンギヤが入力軸と一体となって回転するとともに、第2リングギヤもしくは該第2リングギヤおよびこれと一体の他のリングギヤが固定されることにより、これらのギヤに啮合するピニオンギヤを保持するキャリアおよびこれに連結した出

力軸が入力軸に対して大きく減速されて回転し、前進段で変速比が最も大きい第1速となる。また第1ブレーキ手段に替えて第2ブレーキ手段を係合させれば、第2サンギヤが固定され、かつ第3サンギヤが入力軸と一体となって回転することにより、第2キャリアおよびこれに連結してある出力軸が入力軸に対して減速されて回転し、前進第2速となる。さらに第2ブレーキ手段に替えて第3ブレーキ手段を係合させれば、第1サンギヤを固定し、かつ第3サンギヤを入力軸と共に回転させることになり、その結果、第2キャリアに連結してある出力軸は入力軸より若干低速で回転し、前進第3速となる。またさらに第3ブレーキ手段に替えて第2クラッチ手段を係合させるなどのことにより、全てのブレーキ手段を解放した状態で少なくとも二つのクラッチ手段を係合させることにより、全体が一体となって回転する変速比が“1”の前進第4速になる。そして第2クラッチ手段と第3ブレーキ手段とを係合させれば、すなわち前進第4速の状態第1クラッチ手段に替え

て第3ブレーキ手段を係合させれば、変速比が“1”以下のオーバードライブ段となる。他方、第3クラッチ手段と第2ブレーキ手段とを係合させれば、後進段となり、もしくは第3クラッチ手段と第1ブレーキ手段とを係合させれば、変速比が更に大きい後進段となる。

また請求項2に記載した装置では、第1クラッチ手段と第1ブレーキ手段とを係合させることにより、第3遊星歯車においてリングギヤを固定した状態でサンギヤが入力軸と一体になって回転するから、そのキャリアすなわち出力軸が入力軸より低速で正回転し、前進第1速となる。また第1ブレーキ手段に替えて第2ブレーキ手段を係合させれば、第2遊星歯車においてキャリアを固定した状態でサンギヤが入力軸と一体となって回転するので、リングギヤおよびこれに連結した出力軸が入力軸に対して減速されて回転し、第2速となる。さらに第2ブレーキ手段に替えて第3ブレーキ手段を係合させれば、第1遊星歯車と第2遊星歯車とが減速作用を行なって出力軸が入力軸より

若干低速で回転し、前進第3速となる。またさらに第3ブレーキ手段に替えて第2クラッチ手段を係合させるなどのことにより、全てのブレーキ手段を解放した状態で少なくとも二つのクラッチ手段を係合させることにより全体が一体となって回転し、変速比が“1”の第4速となる。そして第2クラッチ手段と第3ブレーキ手段とを係合させれば、第1遊星歯車で増速作用が生じて出力軸が入力軸に対して増速されて回転し、変速比が“1”以下のオーバードライブ段である前進第5速となる。他方、第3クラッチ手段と第2ブレーキ手段とを係合させれば、第1遊星歯車においてキャリアを固定した状態でサンギヤが入力軸と一体となって回転するためにそのリングギヤおよびこれに連結してある出力軸が入力軸に対して減速されて反対方向に回転し、後進段となる。その第2ブレーキ手段に替えて第1ブレーキ手段を係合させれば、変速比が更に大きい後進段となる。

#### 実 施 例

つぎにこの出願の各発明の実施例を図面を参照

して説明する。

請求項1に記載した発明は、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とによる構成、および一組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のラビニョオ型遊星歯車とによる構成のいずれもが可能であって、第1図には一実施例として前者の構成が示されている。すなわちここに示す歯車変速装置は、一組のダブルピニオン型遊星歯車と二組のシングルピニオン型遊星歯車とを用い、それらの各遊星歯車における各要素を次のように連結して構成されている。

第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sと、そのサンギヤ1Sと同心状に配置したリングギヤ1Rと、これらのギヤ1S、1Rに噛合するピニオンギヤ1Pを保持するキャリア1Cとを主たる要素として構成されたシングルピニオン型遊星歯車であり、また第2遊星歯車2は、サンギヤ2Sと、リングギヤ2Rと、これらのギヤ2S、2Rの間に配置されて互いに噛合する少なくとも1対のピニオンギヤ2Pを保持するキャリア2Cとを主たる要素

として構成されたダブルピニオン型遊星歯車であり、さらに第3遊星歯車3は、第1遊星歯車1と同様に、サンギヤ3Sと、そのサンギヤ3Sに対して同心状に配置したリングギヤ3Rと、これらのギヤ3S、3Rに噛合するピニオンギヤ3Pを保持するキャリア3Cとを主たる要素として構成されたシングルピニオン型遊星歯車である。そして第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとが一体となって回転するよう連結され、また第1遊星歯車1のリングギヤ1Rと第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとの三者が一体となって回転するよう連結されている。さらに第2遊星歯車2のリングギヤ2Rと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとが互いに一体となって回転するよう連結されている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラムなどの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの動力伝達手段（図示せず）を介してエンジン（図示せず）に連結されており、この入力軸4と第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとの間には、両者を選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられ、また入力軸4と、互いに連結された第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとの間には、これらを選択的に連結する第2クラッチ手段K2が設けられ、さらに入力軸4と第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとの間には両者を選択的に連結する第3クラッチ手段K3が設けられている。これらのクラッチ手段K1、K2、K3は、要は入力軸4と上記の各部材とを選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来一般に自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される型式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの型式多板クラッチと一方向クラッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを必要に応じて採用することができる。なお、実用

にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1、K2、K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させ得ることは勿論である。

また互いに連結された前記第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のリングギヤ2R、3Rの回転を選択的に阻止する第1ブレーキ手段B1が、これらリングギヤ2R、3Rとトランスミッションケース（以下、単にケースと記す）6との間に設けられている。また互いに連結された第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2が、そのキャリア1Cおよびサンギヤ2Sとケース6との間に設けられている。さらに第1遊星歯車1のサンギヤ1Sの回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3が、そのサンギヤ1Sとケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1、B2、B3は、従来一般の自動変速機で採用されている油圧サーボ機構などで駆動される型式多板ブレーキやバンドブレーキ、

あるいは一方向クラッチ、さらにはこれらを組合せた構成などとしてすることができ、また実用にあたりは、これらのブレーキ手段B1、B2、B3とこれらのブレーキ手段B1、B2、B3によって固定すべき各要素との間もしくはケース6との間に適宜の連結部材を介在させ得ることは勿論である。

そしてプロペラシャフトやカウンタギヤ(それぞれ図示せず)に回転を伝達する出力軸5が、互いに連結された第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第2遊星歯車2のキャリア2Cならびに第3遊星歯車3のキャリア3Cに対して連結されている。

以上のように構成された歯車変速装置では、前進5段・後進1段もしくは前進5段・後進2段の変速が可能であって、これらの各変速段は前述した各クラッチ手段K1、K2、K3およびブレーキ手段B1、B2、B3を第1表に示すように係合させることにより達成される。なお、第1表には各変速段の変速比およびその具体値を併せて示

してあり、その具体値は、各遊星歯車1、2、3のギヤ比 $\rho_1$ 、 $\rho_2$ 、 $\rho_3$ を、 $\rho_1 = 0.387$ 、 $\rho_2 = 0.443$ 、 $\rho_3 = 0.400$ とした場合の値である。また第1表中○印は係合状態であることを、また△印は係合させてもよいことを、さらに空欄は解放状態であることをそれぞれ示す。以下、各変速段について説明する。

(この頁、以下余白)

第1表

	クラッチ手段			ブレーキ手段			ギヤ比	比
	K1	K2	K3	B1	B2	B3		
1st	○	○		○			$(1 + \rho_3) / \rho_3$	3.500
2nd	○				○		$(\rho_2 + \rho_3) / \rho_3$	2.108
3rd	○					○	$\frac{\rho_1 \rho_2 + \rho_3 (1 + \rho_1)}{\rho_3 (1 + \rho_1)}$	1.309
4th	○	○	△				1	1.000
5th		○				○	$1 / (1 + \rho_1)$	0.721
Rev			○		○		$-1 / \rho_1$	-2.584
(Rev)			○	○			$-\frac{\rho_1 \rho_2}{(1 + \rho_1)(1 - \rho_2)}$	-7.090

#### 〈前進第1速〉

第1クラッチ手段K1および第1ブレーキ手段B1を係合させる。すなわち第3遊星歯車3のサンギヤ3Sを入力軸4に連結するとともに、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のリングギヤ2R、3Rを固定する。したがって第1遊星歯車1は、そのサンギヤ1Sが入力軸4およびケース6に対して解放されているから、特に増減速作用を行わず、また第2遊星歯車2は、サンギヤ2Sが入力軸4およびケース6に対して解放されているから特に増減速作用を行わない。これに対して第3遊星歯車3ではリングギヤ3Rを固定した状態でサンギヤ3Sが入力軸4と一体となって回転するから、キャリア3Cすなわち出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転(入力軸4と同方向の回転。以下同じ)する。この場合の変速比は第1表に示す通り、

$$(1 + \rho_3) / \rho_3$$

で表わされ、その具体値は、3.500である。

#### 〈前進第2速〉



第1クラッチ手段K1と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。したがって前進第1速の場合と同様に、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sが入力軸4に連結され、これに対して第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sが固定される。この場合、第2遊星歯車2ではサンギヤ2Sが固定されているから、キャリア2Cとリングギヤ2Rとが共に正回転するとともにキャリア2Cがリングギヤ2Rより速く回転することになり、したがって第3遊星歯車3では、第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに連結してあるリングギヤ3Rが正回転している状態でサンギヤ3Sが入力軸4と共に回転することになるので、そのキャリア3Cおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転する。なお、この場合、第1遊星歯車1はそのサンギヤ1Sが入力軸4およびケース6に対して解放されているから、特に増減速作用を行なわない。した

正回転する。このリングギヤ2Rに第3遊星歯車3のリングギヤ3Rが連結されているから、第3遊星歯車3では、リングギヤ3Rがゆっくり正回転している状態でサンギヤ3Sが入力軸4と一体となって回転し、その結果、キャリア3Cと一体の出力軸5が入力軸4に対して若干減速されて正回転し、前進第3速となる。そしてこの場合の変速比は、第1表に示す通り、

$$\frac{\rho_1 \rho_2 + \rho_3 (1 + \rho_1)}{\rho_3 (1 + \rho_1)}$$

で表わされ、その具体値は、1.309となる。

#### 《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1, K2, K3のうちの少なくともいずれか二つのクラッチ手段、例えば第1および第2のクラッチ手段K1, K2を係合させる。換言すれば、第3速の状態では第3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段K2を係合させる。すなわち全てのブレーキ手段B1, B2, B3を解放した状態で第1遊星歯車1のキャリア1C、第2遊星歯車2のサンギヤ2S、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sのそれぞれを

がってこの場合の変速比は第1表に示す通り、

$$(\rho_2 + \rho_3) / \rho_3$$

で表わされ、その具体値は、2.108である。

#### 《前進第3速》

第1クラッチ手段K1と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。換言すれば、前進第2速の状態では第2ブレーキ手段B2に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。すなわち入力軸4は第1速および第2速の場合と同様に、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sに連結され、これに対して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sが固定される。したがって第1遊星歯車1では、サンギヤ1Sが固定されていることによりキャリア1Cとリングギヤ1Rとが正回転するとともにリングギヤ1Rがキャリア1Cより速く回転することになり、それに伴い第2遊星歯車2では、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rに連結してあるキャリア2Cが第1遊星歯車1のキャリア1Cに連結してあるサンギヤ2Sより速く回転し、その結果、リングギヤ2Rがこれらサンギヤ2Sとキャリア2Cとの中間の速度で

S、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sのそれぞれを入力軸4に連結する。この場合、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のキャリア2C, 3Cに出力軸5からの負荷がかかっているために、第2遊星歯車2においてはサンギヤ2Sが入力軸4と共に回転することによりリングギヤ2Rが正回転しようし、また第3遊星歯車3においてはそのサンギヤ3Sが入力軸4と共に回転することによりリングギヤ3Rが逆回転しようとし、その結果、第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とは所謂拘束状態となり、その全体が一体となって回転する。また第1遊星歯車1では、キャリア1Cが入力軸4と共に回転するうえにリングギヤ1Rが第2遊星歯車2のキャリア2Cに連結されて入力軸4と同速度で回転するためにその全体が一体となって回転する。結局、歯車列の全体が一体回転するために、増減速作用が生じず、変速比は“1”になる。

#### 《前進第5速》

第2クラッチ手段K2と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち上述した第4速の状態

で第1クラッチ手段K1に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。したがって第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを固定することになる。したがって第1遊星歯車1においては、サンギヤ1Sを固定した状態でキャリア1Cを入力軸4と一体に回転させることになるので、リングギヤ1Rおよびこれに連結してある出力軸5が輸入軸4に対して増速されて正回転する。なお、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3は、それぞれのリングギヤ2R、3Rがケース6に対して解放されているから、特に増減速作用を行なわない。したがってこの場合は第1遊星歯車1のみが増速作用を行ない、その変速比は、第1表に示すように、

$$1 / (1 + \rho_1)$$

で表わされ、その具体値は、0.721となる。

#### 〈後進第1速〉

第3クラッチ手段K3と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサン

ギヤ1Sを入力軸4と共に回転するために、そのリングギヤ1Rはキャリア1Cより低速でキャリア1Cと同方向に回転し、もしくはキャリア1Cとは反対方向に回転する。そのリングギヤ1Rは第2遊星歯車2のキャリア2Cに連結され、かつキャリア1Cが第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに連結されているから、第2遊星歯車2では、キャリア2Cがサンギヤ3Sより低速回転もしくは逆回転することになるが、リングギヤ2Rが固定されているために、結局は、第2遊星歯車2のキャリア2Cは逆回転し、出力軸5の回転は入力軸4に対して大きく減速された逆回転となる。なお第3遊星歯車3はサンギヤ3Sが輸入軸4に対して解放されているから、特に増減速作用を行なわない。したがって変速比は第1表に示す通り、

$$-(1 + \rho_1 (1 - \rho_2)) / \rho_1 \rho_2$$

で表わされ、その具体値は、- 7.090となる。なお、この値から知られるよう、この後進第2速は特殊用途向きである。

ギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sを固定する。この場合、第1遊星歯車1では、前進第5速の場合とは反対に、キャリア1Cを固定した状態でサンギヤ1Sが輸入軸4と共に回転するから、リングギヤ1Rおよびこれに連結してある出力軸5が輸入軸4に対して減速されて逆回転（入力軸4とは反対方向の回転。以下同じ）し、後進段となる。なおこの場合も上記の前進第5速の場合と同様に、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3は増減速作用を行なわない。そしてこの場合の変速比は、

$$-1 / \rho_1$$

で表わされ、その具体値は、- 2.584となる。

#### 〈後進第2速〉

第3クラッチ手段K3および第1ブレーキ手段B1を係合させることにより、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3の各リングギヤ2R、3Rを固定する。この場合、第1遊星歯

以上、各変速段について述べたことから明らかのように、第1図に示す歯車変速装置では、第1速から第4速の各変速段の変速比が等比級数に近い関係にあることから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができる。さらにオーバードライブ段の変速比が0.722であって、実用可能な範囲で小さい値に設定できるために、動力性能を確保しつつ高速走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとすることができる。そして各変速段の説明で述べた通り、開接する他の変速段に変速する場合、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段を係合させればよい。すなわち二個の係合手段を切換えて変速を行なうことができるため、変速制御が容易で変速ショックの低減を図ることができる。他方、上記の歯車変速装置では、遊星歯車は三組でよいように、各遊星歯車1、2、3におけるギヤ比が0.39 ~ 0.44程度のバランスのとれた構成とすることのできる値でよく、それに伴い遊星歯車が大

径化することがなく、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることができる。しかも各ビニオンギヤのキャリアに対する相対回転数を低く抑えることができるので、耐久性を向上させることができる。そしてまた出力軸5を入力軸4と同一軸線上に配置できるから、FF車（前置きエンジンの前輪駆動車）およびFR車（前置きエンジンの後輪駆動車）のいずれにも容易に適用させることができる。

ところでエンジン横置きタイプの車両に搭載する場合には、入力軸4と出力軸5とを接近して配置する構成とすることが好ましいので、第1図に示す構成の変速装置をエンジン横置きタイプの車両に搭載する場合には、クラッチ手段K1、K2、K3およびブレーキ手段B1、B2、B3を第2図に示すよう配置することが好ましい。なお、第2図中符号7はカウンタギヤであって、前記出力軸5はこのカウンタギヤ7を介してセンタディファレンシャルもしくはフロントディファレンシャル

あるいはリアディファレンシャルなどの差動歯車機構8のリングギヤ9に連結されている。その他の構成は第1図に示す構成と同様であって、第2図に第1図と同様の符号を付してその説明を省略する。

つぎに請求項2に記載した発明の実施例を第3図に基づいて説明する。

すなわち第3図に示す例は、第1の遊星歯車1および第3遊星歯車3をシングルビニオン型遊星歯車によって構成するとともに、第2遊星歯車2をダブルビニオン型遊星歯車によってそれぞれ構成したものであって、これらの各遊星歯車1、2、3における各要素は以下のように連結されている。第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sと、そのサンギヤ1Sと同心状に配置したリングギヤ1Rと、これらのギヤ1S、1Rに啮合するビニオンギヤ1Pを保持するキャリア1Cとを主たる要素として構成され、これに対して第2遊星歯車2は、サンギヤ2Sと、リングギヤ2Rと、これらのギヤ2S、2Rの間に配置されて互いに啮合する少なく

とも1対のビニオンギヤ2Pを保持するキャリア2Cとを主たる要素として構成されている。また第3遊星歯車3は、第1遊星歯車1と同様に、サンギヤ3Sと、そのサンギヤ3Sに対して同心状に配置したリングギヤ3Rと、これらのギヤ3S、3Rに啮合するビニオンギヤ3Pを保持するキャリア3Cとを主たる要素として構成されている。そして第1遊星歯車1のリングギヤ1Rと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rと第3遊星歯車3のキャリア3Cとの三者が一体となって回転するよう連結され、また第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のキャリア2Cとが一体となって回転するよう互いに連結されている。さらに第2遊星歯車2および第3遊星歯車3の各サンギヤ2S、3Sが一体となって回転するよう互いに連結されている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラムなどの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの動力伝達手段（図示せず）を介してエンジン（図示せず）に連結されており、この入力軸4と、互いに連結された第2遊星歯車2のサンギヤ2Sおよび第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとの間には、これらを選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられ、また入力軸4と、互いに連結された第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のキャリア2Cとの間には、これらを選択的に連結する第2クラッチ手段K2が設けられ、さらに入力軸4と第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとの間には両者を選択的に連結する第3クラッチ手段K3が設けられている。これらのクラッチ手段K1、K2、K3は、要は入力軸4と上記の各部材とを選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来一般に自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される湿式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの湿式多板クラッチと一方向クラッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを

必要に応じて採用することができる。なお、実用にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1、K2、K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させ得ることは勿論である。

また前記第3遊星歯車3のリングギヤ3Rの回転を選択的に阻止する第1ブレーキ手段B1が、そのリングギヤ3Rとケース6との間に設けられている。また互いに連結された第1遊星歯車1および第2遊星歯車2の各キャリア1C、2Cの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2が、これらのキャリア1C、2Cとケース6との間に設けられている。さらに第1遊星歯車1のサンギヤ1Sの回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3が、そのサンギヤ1Sとケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1、B2、B3は、従来一般の自動変速機で採用されている油圧サーボ機構などで駆動される湿式多板ブレーキやバンドブレーキ、あるいは一方向クラッチ、さらにはこれらを組合せた構成などとするこ

とができ、また実用にあたっては、これらのブレーキ手段B1、B2、B3とこれらのブレーキ手段B1、B2、B3によって固定すべき各要素との間もしくはケース6との間に適宜の連結部材を介在させ得ることは勿論である。

そしてプロペラシャフトやカウンタギヤ（それぞれ図示せず）に回転を伝達する出力軸5が、互いに連結一体化されている第1遊星歯車1および第2遊星歯車2の各リングギヤ1R、2Rおよび第3遊星歯車3のキャリア3Cに対して連結されている。

以上のように構成された歯車変速装置では、前進5段・後進1段もしくは前進5段・後進2段の変速が可能であって、これらの各変速段は前述した各クラッチ手段K1、K2、K3およびブレーキ手段B1、B2、B3を第2表に示すように係合させることにより達成される。なお、第2表には各変速段の変速比およびその具体値を併せて示してあり、その具体値は、各遊星歯車1、2、3のギヤ比 $\rho_1$ 、 $\rho_2$ 、 $\rho_3$ を、 $\rho_1 = 0.385$ 、 $\rho$

$\rho_2 = 0.471$ 、 $\rho_3 = 0.395$ とした場合の値である。また第2表中○印は係合状態であることを、また△印は係合させてもよいことを、さらに空欄は解放状態であることをそれぞれ示す。以下、各変速段について説明する。

(この頁、以下余白)

第 2 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段			ギヤ比
	K1	K2	K3	B1	B2	B3	
1st	○			○			$(\rho_1 = 0.385, \rho_2 = 0.471, \rho_3 = 0.395)$
2nd	○				○		$(1 + \rho_3) / \rho_3$
3rd	○					○	$1 / \rho_2$
4th	○	○	△				$(\rho_1 + \rho_2) / \rho_2 (1 + \rho_1)$
5th		○				○	1
Rev			○		○		$1 / (1 + \rho_1)$
(Rev)			○	○			$-1 / \rho_1$
							$\frac{-1}{\rho_1 (\rho_3 - \rho_2 (1 - \rho_3))}$
							3.32
							2.123
							1.312
							1.000
							0.722
							-2.597
							-7.105

## 《前進第1速》

第1クラッチ手段K1および第1ブレーキ手段B1に係合させる。すなわち第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のサンギヤ2S, 3Sを入力軸4に連結するとともに、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rを固定する。この場合、第1遊星歯車1はサンギヤ1Sおよびキャリア1Cが入力軸4およびケース6に対して解放されているから、特に増減速作用を行わず、また第2遊星歯車2もそのキャリア2Cが入力軸4およびケース6に対して解放されているから、特に増減速作用を行わない。そして第3遊星歯車3においては、リングギヤ3Rを固定した状態でサンギヤ3Sが入力軸4と一体となって回転するので、そのキャリア3Cすなわちこれと一体の出力軸5が入力軸4に対して大幅に減速されて正回転し、前進第1速となる。その変速比は第2表に示す通り、

$$(1 + \rho_3) / \rho_3$$

で表わされ、その具体値は、3.532である。

## 《前進第2速》

$$1 / \rho_2$$

で表わされ、その具体値は、2.123となる。

## 《前進第3速》

第1クラッチ手段K1と第3ブレーキ手段B3とに係合させる。換言すれば、前進第2速の状態第2ブレーキ手段B2に替えて第3ブレーキ手段B3に係合させる。すなわち第1速および第2速の場合と同様に、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のサンギヤ2S, 3Sが入力軸4に連結され、これに対して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sが固定される。この場合、第1遊星歯車1ではサンギヤ1Sが固定されていることによりキャリア1Cがリングギヤ1Rより低速で正回転し、これが第2遊星歯車2のキャリア2Cに伝達される。したがって第2遊星歯車2ではキャリア2Cがゆっくり正回転している状態でサンギヤ2Sが入力軸4と一体となって回転するので、リングギヤ2Rおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して若干減速されて正回転し、前進第3速となる。なおこの場合、第3遊星歯車3はリングギ

## 第1クラッチ手段K1と第2ブレーキ手段B2

とに係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1に替えて第2ブレーキ手段B2に係合させる。したがって前進第1速の場合と同様に、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のサンギヤ2S, 3Sが入力軸4に連結され、これに対して第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のキャリア1C, 2Cが固定される。したがって第2遊星歯車2においてキャリア2Cを固定した状態でサンギヤ2Sが入力軸4と一体となって回転するために、そのリングギヤ2Rおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転する。なお、第1遊星歯車1はサンギヤ1Sが入力軸4およびケース6に対して解放されているから特に増減速作用を行わず、また第3遊星歯車3も同様に、そのリングギヤ3Rがケース6に対して解放されているから、特に増減速作用は行わない。したがって第2遊星歯車2のみが減速作用をするので、変速比は第2表に示す通り、

$$(\rho_1 + \rho_2) / \rho_2 (1 + \rho_1)$$

で表わされ、その具体値は、1.312となる。

## 《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1, K2, K3のうちの少なくともいずれか二つのクラッチ手段、例えば第1および第2のクラッチ手段K1, K2に係合させる。換言すれば、第3速の状態第3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段K2に係合させる。すなわち全てのブレーキ手段B1, B2, B3を解放した状態で、第1遊星歯車1のキャリア1C、第2遊星歯車2のサンギヤ2Sおよびキャリア2Cを入力軸4に連結する。したがって第2遊星歯車2においては、サンギヤ2Sとキャリア2Cとの二つの要素が入力軸4と共に回転するから、その全体が一体となって回転する。それに伴い第1遊星歯車1においては、キャリア1Cが入力軸4に連結されているうえに、

リングギヤ1Rが第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに連結されて入力軸4と同速度で回転するから、第1遊星歯車1もその全体が一体となって回転する。さらに第3遊星歯車3においても、第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに連結してあるサンギヤ3Sおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに連結してあるキャリア3Cが共に入力軸4と等速度で回転するためにその全体が一体となって回転する。すなわち歯車列の全体が一体回転するために、増減速作用が生じず、変速比は“1”になる。この場合、当然、動力の循環は生じない。

#### 《前進第5速》

第2クラッチ手段K2と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち上述した第4速の状態第1クラッチ手段K1に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。したがって第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のキャリア1C、2Cが入力軸4に連結され、また第1遊星歯車1のサンギヤ1Sが固定される。この場合、第1遊星歯車1においてサンギヤ1Sを固定した状態でキャリア

に対して解放されているから、特に増減速作用を行わず、また第3遊星歯車3もリングギヤ3Rがケース6に対して解放されているから特に増減速作用を行わない。そして第1遊星歯車1においてキャリア1Cを固定した状態でサンギヤ1Sが入力軸4と一体となって回転するから、リングギヤ1Rおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて逆回転し、後進段となる。そしてその変速比は、第2表に示す通り、

$$-1/\rho_1$$

で表わされ、その具体値は、-2.597となる。

#### 《後進第2速》

第3クラッチ手段K3および第1ブレーキ手段B1を係合させることにより、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rを固定する。この場合、第1遊星歯車1においては、リングギヤ1Rに出力軸5からの負荷がかかっているから、サンギヤ1Sが入力軸4と一体となって回転することにより、キャリア1Cが入力軸4より低速で正

1Cが入力軸4と共に回転するので、リングギヤ1Rおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して増速されて正回転し、変速比が“1”以下のオーバードライブ段である前進第5速となる。なお、この場合、第2遊星歯車2はそのサンギヤ2Sが入力軸4に対して解放されているために特に増減速作用を行わず、また第3遊星歯車3もリングギヤ3Rがケース6に対して解放されているために特に増減速作用を行わない。したがってその変速比は、

$$1/(1+\rho_1)$$

で表わされ、その具体値は、0.722となる。この場合も動力の循環は生じない。

#### 《後進第1速》

第3クラッチ手段K3と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のキャリア1C、2Cを固定する。したがってこの場合においても、第2遊星歯車2は、そのサンギヤ2Sが入力軸4

回転しようとし、これが第2遊星歯車2のキャリア2Cに伝達され、したがって第2遊星歯車2ではリングギヤ2Rに出力軸5からの負荷がかかっているために、キャリア2Cがゆっくり正回転しようとするによりサンギヤ2Sが逆回転しようとし、これが第3遊星歯車3のサンギヤ3Sに伝達される。その結果、第3遊星歯車3では、リングギヤ3Rを固定した状態でサンギヤ3Sが逆回転しようとするので、キャリア3Cおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して大幅に減速されて逆回転し、変速比が更に大きい後進段となる。なお、それに伴い第1遊星歯車1では、リングギヤ1Rがゆっくり逆回転している状態でサンギヤ1Sが入力軸4と共に回転することになり、また2遊星歯車2ではリングギヤ2Rがゆっくり逆回転している状態でキャリア2Cが正回転することになる。したがってこの場合の変速比は、第2表に示す通り、

$$\frac{-\rho_2 - \rho_1 (\rho_2 (1 + \rho_3) - \rho_3)}{\rho_1 \rho_3 (1 - \rho_2)}$$

で表わされ、その具体値は、 $-7.109$ となる。なお、この値から知られるよう、この後進第2速は特殊用途向きである。

以上、各変速段について述べたことから明らかに、第3図に示す歯車変速装置では、第1速から第4速の各変速段の変速比が等比級数に近い関係にあることから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができ、また使用頻度の高い前進第4速と第5速とで動力の循環が生じないので、燃費の上で有利なものとする事ができる。さらにオーバードライブ段の変速比が約  $0.722$  であって、実用可能な範囲で小さい値となるために、動力性能を確保しつつ高速走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとする事ができる。そして各変速段の説明で述べた通り、隣接する他の変速段に変速する場合、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段に係合させればよいので、すなわち二個の係合手段を切替えて変速を行なうことができるため、変速制御

が容易で変速ショックの低減を図ることができる。他方、上記の歯車変速装置では、遊星歯車は三相でよいように、各遊星歯車1、2、3におけるギヤ比が  $0.39 \sim 0.47$  程度のバランスのとれた構成とすることのできる値でよく、それに伴い遊星歯車が大径化することがなく、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることができる。そしてまた第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとを一体ものとして製作することによりロングピニオン化することも可能なので、部品点数および組み立て工数の削減を図ることができる。これに加えるに、上記の装置では、出力軸5を入力軸4と同一軸線上に配置できるので、FF車およびFR車のいずれにも容易に適用することができる。

また第3図に示す構成の変速装置においても、エンジン横置きタイプの車両に搭載する場合には、入力軸4と出力軸5とを接近して配置する構成とすることが好ましいので、第3図に示す構成の変

速装置をエンジン横置きタイプの車両に搭載する場合には、クラッチ手段K1、K2、K3およびブレーキ手段B1、B2、B3を第4図に示すよう配置することが好ましい。なお、第4図中符号7はカウンタギヤであって、前記出力軸5はこのカウンタギヤ7を介してセンタディファレンシャルもしくはフロントディファレンシャルあるいはリヤディファレンシャルなどの差動歯車機構8のリングギヤ9に連結されている。その他の構成は第3図と同様であって、第4図に第3図と同様の符号を付してその説明を省略する。

ところで上述した各実施例では、各クラッチ手段K1、K2、K3を多板クラッチのシンボルで図示し、また各ブレーキ手段B1、B2、B3を多板ブレーキのシンボルで図示したが、自動変速機に望まれる特性として、変速がスムーズに行なわれること、もしくは変速ショックの解消が容易なこと、および必要に応じてエンクンブレーキが働くことを挙げることができ、このような要請を満たすためには、上記のクラッチ手段K1、K2、

K3やブレーキ手段B1、B2、B3を単に多板クラッチや多板ブレーキのみによって構成する以外に、具体的には、以下のような構成とすることが好ましい。

(1) 第1クラッチ手段K1を、一方向クラッチと多板クラッチと組合せた構成とする。

すなわち入力軸4からのトルク伝達が可能な一方向クラッチ10と多板クラッチ11とを直列に配列した構成(第5図(A))、およびこの組合せに対して更に他の多板クラッチ12を並列に配置した構成(第5図(B))である。

これらの構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第1クラッチ手段K1として採用すると、これらの構成のうち第5図(A)に示す構成の場合、および第5図(B)に示す構成で並列配置した多板クラッチ12を解放した状態の場合、走行中にスロットル開度を絞ってエンジン回転数を減じ、それに伴って第3遊星歯車3のサンギヤ3Sの回転数が入力軸4の回転数より遅くなれば、サンギヤ3Sと入力軸4との連結が自動的に解かれるため

に、エンジンが強制的に回転させられることがなく、したがって燃費や静粛性を向上させることができる。また第1クラッチ手段K1は前進第1速でないし第4速で係合してサンギヤ3Sにトルクを伝達し、これに対して前進第5速では、サンギヤ3Sの回転数が入力軸4の回転数以上になるから、第5速にシフトアップする場合、第3ブレーキ手段B3に係合させることに伴ってサンギヤ3Sの回転数が増大することにより一方向クラッチ10の係合が自然に外れ、また反対に第3ブレーキ手段B3を解放してサンギヤ3Sの回転数が低下すれば、一方向クラッチ10が自然に係合して第4速が設定され、したがって第3ブレーキ手段B3のみの係合および解放によって第5速へのシフトアップおよび第5速からのシフトダウンが達成されるため、変速タイミングの調整が特に必要であり、かつ変速ショックの少ない変速を行なうことができる。

また第3図もしくは第4図に示す装置における第1クラッチ手段K1として採用すると、第2遊

星歯車2および第3遊星歯車3のサンギヤ2S、3Sと入力軸4との連結・解放が上記の例におけるサンギヤ3Sと同様に自動的に行なわれるため、上述の場合と同様に、燃費および静粛性が向上し、また第5速とそれ以下の変速段との間の変速がスムーズに行なわれる。

なお、第5図(B)に示す構成で並列配置した多板クラッチ12に係合させておけば、第1図および第2図に示す装置、第3図および第4図に示す装置のいずれであっても、エンジンブレーキを効かせることができる。

(2) 第2クラッチ手段K2を、一方向クラッチと多板クラッチとを組合わせた構成とする。

すなわち入力軸4からのトルク伝達が可能な一方向クラッチ20と多板クラッチ21とを直列に配列した構成(第6図(A))、この組合せに対して他の多板クラッチ22を並列配置した構成(第6図(B))である。

これらの構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第2クラッチ手段K2として採用すると、第

2クラッチ手段K2は前進第4速と第5速とで係合させて入力トルクの伝達を行なうが、これらの変速段において、スロットル開度を絞ってエンジン回転数を減じた場合、第6図(A)の構成および第6図(B)の構成で並列配置した多板クラッチ22を解放した状態では、第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sの回転数が入力軸回転数より遅くなって一方向クラッチ20が自然に解放するため、エンジンが強制的に回転させられることがなく、したがって燃費および静粛性を向上させることができる。

なお、第6図(B)に示す構成で並列配置した多板クラッチ22に係合させてあれば、第1図および第2図に示す装置もしくは第3図および第4図に示す装置のいずれにおいてもエンジンブレーキを効かせることができる。

(3) 第3クラッチ手段K3を、一方向クラッチと多板クラッチとを組合せて構成する。その例を示せば、以下の通りである。

① 入力軸4からのトルク伝達が可能な一方向クラッチ30と多板クラッチ31とを直列に配列するとともに、これらの組合せに対して、係合方向が前記一方向クラッチ30とは反対の他の一方向クラッチ32を並列に配列した構成(第7図(A))。

このような構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第3クラッチ手段K3として採用すると、各一方向クラッチ30、32の係合方向が互いに

また第3図もしくは第4図に示す装置における第2クラッチ手段K2として採用すると、第2クラッチ手段K2は前進第4速および第5速で係合させて入力トルクの伝達を行なうが、これらの変速段において、第6図(A)の構成および第6図(B)の構成で並列配置した多板クラッチ22を解放した状態で出力軸5側から駆動力を受けた場合には、第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のキャリア1C、2Cの回転数が入力軸回転数より遅く



反対であるから、多板クラッチ31を係合させることにより、入力軸4とサンギヤ15とが完全に連結され、したがって後進段を設定できるとともに、その状態でエンジンブレーキを効かせることができる。また多板クラッチ31を解放すれば、前記並列配置した他方の一方向クラッチ32のみが作用することになり、この場合、前進第4速で入力軸4とサンギヤ15とが等速度で回転することにより両者を実質的に連結し、この状態から第5速にシフトアップした場合、サンギヤ15の回転が止められるので一方向クラッチ32の係合が自然に外れ、したがって第4速と第5速の間の変速を特別なタイミング調整を必要とせずスムーズに行なうことができる。

また第3図もしくは第4図に示す装置における第3クラッチ手段K3として採用した場合も同様である。

②前記他方の一方向クラッチ32を多板クラッチ33に置き換えた構成(第7図(B))。

このような構成を第1図もしくは第2図に示す

チ31に対して直列配置した一方向クラッチ30を除去した構成である。したがって第1図もしくは第2図に示す装置の第3クラッチ手段K3として採用した場合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置の第3クラッチ手段K3として採用した場合のいずれであっても、多板クラッチ35を解放しておけば、第4速と第5速の間の変速を、特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。

④入力軸4からのトルク伝達が可能な一方向クラッチ36と多板クラッチ37とを直列に配列した構成(第7図(D))。

これは第7図(B)に示す構成のうち並列配置した他方の多板クラッチ33を除去した構成である。したがって第1図もしくは第2図に示す装置における第3クラッチ手段K3として採用した場合、後進段において、スロットル開度を絞るなどのことにより出力軸5側からトルクの入力があった場合には、一方向クラッチ36が自然に解放され、その結果、エンジンが強制的に回転させられない

装置の第3クラッチ手段K3として採用すると、並列配置した他方の多板クラッチ33を解放しておけば、入力軸4からサンギヤ15に向けてのトルク伝達のみ可能になるので、第4速および後進段を設定でき、かつこれらの変速段において、スロットル開度を絞るなどのことにより出力軸5側からトルクが反対に入力された場合には、一方向クラッチ30の係合が外れ、したがってエンジンが強制的に回転させられることがないために、燃費および静粛性を向上させることができる。なお、他方の多板クラッチ33を係合させておけば、入力軸4とサンギヤ15とが実質的に一体となるので、エンジンブレーキを効かせることができる。

また第3図もしくは第4図に示す装置における第3クラッチ手段K3として採用した場合も同様である。

③入力軸4に向けてトルク伝達可能な一方向クラッチ34と多板クラッチ35とを並列に配置した構成(第7図(C))。

これは第7図(A)に示す構成のうち多板クラッ

から、燃費や静粛性を向上させることができる。また第3図もしくは第4図に示す装置における第3クラッチ手段K3として採用した場合も同様である。

(4)第1ブレーキ手段B1を、一方向クラッチと多板ブレーキとを組合せて構成し、もしくはバンドブレーキによって構成し、あるいはバンドブレーキと多板ブレーキとを組合せて構成する。この例を示せば、以下の通りである。

①対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする場合に係合する一方向クラッチ40と多板ブレーキ41とを直列に配置した構成(第8図(A))。

この構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第1ブレーキ手段B1として採用すると、多板ブレーキ41を係合させることにより、前進第1速の場合に一方向クラッチ40が係合して第2遊星歯車2および第3遊星歯車3の各リングギヤ2R、3Rを固定し、所期の変速比を得ることができる。これに対して前進第1速の状態では出力軸5側から

駆動された場合、リングギヤ2R、3Rが正回転するので、一方向クラッチ40の係合が外れ、したがってエンジンプレーキが効かない反面、燃費や静粛性を向上させることができる。また前記リングギヤ2R、3Rは、前進第1速で逆回転しようとし、第2速ないし第5速で正回転するので、第1速から他の前進段にシフトアップする場合には、一方向クラッチ40の係合が自然に外れ、また反対に第1速にシフトダウンする場合にはリングギヤ2R、3Rの回転方向が変わることにより一方向クラッチ40が自然に係合するため、特別な変速タイミングの調整を必要とせずスムーズな変速を行なうことができる。

また第8図(A)に示す構成を、第3図もしくは第4図に示す構成の装置における第1ブレーキ手段B1として採用した場合には、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rが上記の場合のリングギヤ2R、3Rと同様に固定・解放されるので、上記の例と同様な作用・効果を得ることができる。

②係合方向が前記一方向クラッチ40とは反対の

ものの、燃費や静粛性を向上させることができる。また第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合には、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rが上記の例と同様に固定・解放されるので、第8図(B)に示す構成を、第1図および第2図に示す装置に採用した場合と同様な作用・効果を得ることができる。

③対象とする部材がケース6に対して正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ42と多板ブレーキ43とを直列に配列した組合せに対して他の多板ブレーキ44を並列に配置した構成(第8図(C))。

これは第8図(B)の構成で左側の一方向クラッチ40を取除いた構成と同様であり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、他の多板ブレーキ44を解放しておけば、上記の第8図(B)における左側の多板ブレーキ41を解放しておく場合と同様に、後進第2速での燃費および静粛性を向上

他の一方向クラッチ42と多板ブレーキ43とを直列に配列するとともに、この組合せを前記一方向クラッチ40と多板ブレーキ41との組合せに対して並列に配置した構成(第8図(B))。

この構成では、第8図(A)の構成に追加した多板ブレーキ43を解放しておけば、上に述べた第8図(A)の構成と同様に作用させて前進第1速での燃費および静粛性の向上を図り、またスムーズな変速を可能にする。これとは反対に第8図(B)の左側の多板ブレーキ41を解放し、他の多板ブレーキ43に係合させれば、第8図(A)の場合とは反対の一方特性が生じる。すなわち第1図もしくは第2図に示す装置においては、リングギヤ2R、3Rが正回転しようとする際に一方向クラッチ42に係合してその回転が阻止され、したがって後進第2速の場合に所期の変速比を得ることができる。またこの状態で出力軸5側から反対に入力があると、各リングギヤ2R、3Rが逆回転しようとするために一方向クラッチ42の係合が外れ、したがってエンジンプレーキが効かないも

させることができる。これに対して他の多板ブレーキ44に係合させれば、エンジンプレーキを効かせることができる。

④対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする場合に係合する一方向クラッチ40と多板ブレーキ41とを直列に配列するとともに、これらに対して他の多板ブレーキ45を並列に配置した構成(第8図(D))。

これは前述した第8図(A)の構成に対して他の多板ブレーキ45を並列に配置した構成であるから、他の多板ブレーキ45を解放しておけば、第8図(A)の構成による場合と同様に、前進第1速での燃費および静粛性を向上させ、また前進第1からのシフトアップおよび第1速へのシフトダウンをスムーズに行なうことができる。これに対して他の多板ブレーキ45に係合させておけば、一方特性がなくなるので、エンジンプレーキを効かせることができる。このような作用・効果は、第1図および第2図に示す装置もしくは第3図および第4図に示す装置のいずれに採用した場合で

あっても同様である。

⑤ブレーキドラムの逆回転がエナージ方向（ブレーキバンドを巻き込む方向）となるバンドブレーキ46による構成（第8図(E)）。

ドラムとバンドとの間の摩擦力が小さい場合、ドラムがエナージ方向に回転すれば、バンドを巻き込んで制動作用が生じるが、ドラムがディエナージ方向に回転すれば、制動力が減じられるとともに制動作用に時間的な遅れが生じ、したがってバンドブレーキはある程度の一方向特性を有している。そのため第8図(E)に示す構成を、第1図もしくは第2図に示す装置の第1ブレーキ手段B1として採用した場合、また第3図もしくは第4図に示す装置の第1ブレーキ手段B1として採用した場合のいずれであっても、各リングギヤ28、38の逆回転に対して十分な制動作用が生じて所期の変速比を設定でき、また正回転方向に対しては滑りが生じて制動が不十分になるので、第1速においてエンジンプレーキが効かないものの、燃費および静粛性を向上させ、また第1速への変速

および第1速からの変速をスムーズに行なうことができる。

⑥エナージ方向が互いに反対のバンドブレーキ46、47による構成（第8図(F)）。

両方のバンドブレーキ46、47を作用させれば、正逆いずれの方向にも一方向特性が生じないが、第8図(E)におけるバンドブレーキ46と同様のバンドブレーキ46を作用させれば、上記の場合と同様に、前進第1速での燃費および静粛性の向上を図り、また第1速に対するスムーズな変速を確保できる。これとは反対のバンドブレーキ47を作用させた場合には、一方向特性が反対になるので、後進第2速でのエンジンプレーキを解消し、後進第2速での燃費および静粛性を向上させることができる。

このような作用・効果は、第8図(F)に示す構成を第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、また第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても同様である。

⑦バンドブレーキ46と多板ブレーキ45とを並

列に配置した構成（第8図(G)）。

第1ブレーキ手段B1は、第1図もしくは第2図に示す装置であっても、第3図もしくは第4図に示す装置であっても前進第1速と後進第2速で係合させられるが、前進段の場合にはバンドブレーキ46を係合させることによりその一方向特性を利用して係合および解放のタイミングを適正化して変速ショックを低減し、また後進段ではトルクが大きいので多板ブレーキ45を係合させる。したがって変速タイミングの適正化と係合手段としての容量の適正化を図ることができる。

(5) 第2ブレーキ手段B2を一方向クラッチと多板ブレーキとを組合せた構成とし、もしくはバンドブレーキによって構成し、あるいはバンドブレーキと多板ブレーキとを組合わせて構成する。その例を示せば、以下の通りである。

①対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ50と多板ブレーキ51とを直列に配列するとともに、この組合せに対して、対象とする部材がケース6に対

して正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ52と多板ブレーキ53とを直列に配列した組合せを並列に配置した構成（第9図(A)）。

この構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第2ブレーキ手段B2として採用すると、両方の多板ブレーキ51、53を係合させれば、係合方向が互いに異なる両方の一方向クラッチ50、52が作用するので、一方向特性が生じないが、例えば第9図(A)に示す左側の多板ブレーキ51のみを係合させれば、第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sの逆回転のみが阻止されることになり、したがって前進第2速でキャリア1Cおよびサンギヤ2Sが固定されて所定の変速比が設定されるとともに、この状態で出力軸5側から反対に入力があった場合には、キャリア1Cおよびサンギヤ2Sが正回転しようとするために一方向クラッチ50の係合が自然に外れ、その結果、エンジンプレーキが効かないものの、燃費や静粛性を向上させることができる。また一方向クラッチ50の係合・解放は、キャリ

ヤ1Cおよびサンギヤ2Sがいずれの方向に回転しようとするかによって自動的に行なわれるから、第2速からのシフトアップおよび第2速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。これとは反対に第9図(A)に示す右側の多板ブレーキ53のみを係合させれば、後進第1速でキャリア1Cおよびサンギヤ2Sを固定できるとともに、その変速段で出力軸5側から入力があれば、一方向クラッチ52の係合が自然に外れるため、エンジンプレーキが効かない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。

また上記の構成を第3図もしくは第4図に示す装置における第2ブレーキ手段B2として採用した場合には、第1遊星歯車1および第2遊星歯車2の各キャリア1C、2Cを上述したキャリア1Cおよびサンギヤ2Sと同様に固定・解放できるので、上述した作用・効果と同等の作用・効果を得ることができる。

②対象とする部材がケース6に対して正回転しよ

うとすると、一方向クラッチ50と多板ブレーキ51とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ55を並列に配置した構成(第9図(C))。

この構成は、前述した第9図(A)の構成のうち、正回転時に係合する一方向クラッチ52を取除いた構成と同様であり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置、および第3図もしくは第4図に示す装置のいずれに採用した場合であっても、前記他の多板ブレーキ55を解放しておけば、一方向クラッチ50が作用するので、前進第2速においてエンジンプレーキを効かせ得ない反面、燃費および静粛性を向上させることができ、また第2速からのシフトアップおよび第2速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。また当然、他方の多板ブレーキ55を係合させておけば、前進第2速でエンジンプレーキを効かせることができ、かつ後進第1速を設定することができる。

④ブレーキドラムの逆回転がエナージ方向(ブレーキバンドを巻き込む方向)となるバンドブレー

キ56による構成(第9図(D))。

ドラムとバンドとの間の摩擦力が小さい場合、ドラムがエナージ方向に回転すれば、バンドを巻き込んで制動作用が生じるが、ドラムがディエナージ方向に回転すれば、十分な制動作用が生じず、したがってバンドブレーキは、ある程度の一方向特性を有することになる。そのため第9図(D)に示す構成を第1図もしくは第2図に示す装置あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合には、キャリア1Cおよびサンギヤ2Sもしくは第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のキャリア1C、2Cの逆回転に対して十分な制動作用が生じて所期の変速比を設定でき、また正回転方向に対しては滑りが生じて制動が不十分になるので、前進第2速においてエンジンプレーキが効かないものの、燃費および静粛性を向上させることができ、また前進第2速へのシフトダウンおよび第2速からのシフトアップをスムーズに行なうことができる。

③上記の例とは反対に、対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする際に係合する一方

向クラッチ50と多板ブレーキ51とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ55を並列に配置した構成(第9図(C))。

この構成は、前述した第9図(A)の構成のうち、正回転時に係合する一方向クラッチ52を取除いた構成と同様であり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置、および第3図もしくは第4図に示す装置のいずれに採用した場合であっても、前記他の多板ブレーキ55を解放しておけば、一方向クラッチ50が作用するので、前進第2速においてエンジンプレーキを効かせ得ない反面、燃費および静粛性を向上させることができ、また第2速からのシフトアップおよび第2速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。また当然、他方の多板ブレーキ55を係合させておけば、前進第2速でエンジンプレーキを効かせることができ、かつ後進第1速を設定することができる。

⑤エナージ方向が互いに反対のバンドブレーキ5

6、57による構成(第9図(E))。

この構成を第1図もしくは第2図に示す装置あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合、両方のバンドブレーキ56、57を作用させれば、正逆いずれの方向にも一方向特性が生じないが、第9図(D)におけるバンドブレーキ56と同様のバンドブレーキ56を作用させれば、上記の場合と同様に、前進第2速での燃費および静粛性の向上を図り、また第2速に対するスムーズな変速を確保できる。これとは反対のバンドブレーキ57を作用させた場合には、一方向特性が反対になるので、後進第1速でのエンジンブレーキを解消し、後進第1速での燃費および静粛性を向上させることができる。

⑨バンドブレーキ56と多板ブレーキ55とを並列に配置した構成(第9図(F))。

第2ブレーキ手段B2は、第1図もしくは第2図に示す装置および第3図もしくは第4図に示す装置のいずれであっても、前進第2速と後進第1速で係合させられるが、前進段の場合にはバンド

係合させれば、係合方向が互いに異なる両方の一方向クラッチ60、62が作用するので、一方向特性が生じないが、例えば第10図(A)に示す左側の多板ブレーキ61のみを係合させれば、サンギヤ1Sの逆回転のみが阻止されることになり、したがって前進第3速でサンギヤ1Sが固定されて所定の変速比が設定されるとともに、この状態で出力軸5側から反対に入力があった場合には、サンギヤ1Sが正回転しようとするために一方向クラッチ60の係合が自然に外れ、その結果、エンジンブレーキが効かないものの、燃費や静粛性を向上させることができる。また一方向クラッチ60の係合・解放は、サンギヤ1Sがいずれの方向に回転しようとするかによって自動的に行なわれるから、第3速からのシフトアップおよび第3速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。これとは反対に第10図(A)に示す右側の多板ブレーキ63のみを係合させれば、前進第5速でサンギヤ1Sを固定できるとともに、その変速段で出力軸5

ブレーキ56を係合させることによりその一方向特性を利用して係合および解放のタイミングを適正化して変速ショックを低減し、また後進段ではトルクが大きいので多板ブレーキ55を係合させる。したがって変速タイミングの適正化と係合手段としての容量の適正化を図ることができる。

(6)第3ブレーキ手段B3を一方向クラッチと多板ブレーキとを組合せて構成し、もしくはバンドブレーキによって構成し、あるいはバンドブレーキと多板ブレーキとを組合せて構成する。その例を示せば、以下の通りである。

⑩対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ60と多板ブレーキ61とを直列に配列するとともに、この組合せに対して、係合方向が上記の一方向クラッチ60と反対の一方向クラッチ62と多板ブレーキ63とを直列に配列した組合せを並列に配置した構成(第10図(A))。

この構成を第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、両方の多板ブレーキ61、63を

側から入力があれば、一方向クラッチ62の係合が自然に外れるため、エンジンブレーキが効かない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。

また第3図もしくは第4図に示す構成の装置においても第3ブレーキ手段B3は第1遊星歯車1のサンギヤ1Sの回転を選択的に止めるから、第3図もしくは第4図に示す装置においても、上述した例と同様な作用・効果を得ることができる。

⑪対象とする部材がケース6に対して正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ62と多板ブレーキ63とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ64を並列に配置した構成(第10図(B))。

この構成は、第10図(A)に示す構成のうち、サンギヤ1Sが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ60を削除した構成と同じであり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、前記

他の多板ブレーキ64を解放しておけば、一方向クラッチ62が作用することになるので、前述したとうり、前進第5速においてエンジンプレーキを効かせることができない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。換言すれば、前記他の多板ブレーキ64に係合させることにより前進第5速でエンジンプレーキを効かせることができ、また前進第3速を設定することができる。

③上記の例とは反対に、対象とする部材の逆回転時に係合する一方向クラッチ60と多板ブレーキ61とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ65を並列に配置した構成(第10図(C))。

この構成は、前述した第10図(A)の構成のうち、サンギヤ18が正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ62を取除いた構成と同様であり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、前記他の多板ブレーキ65を解放しておけば、一

合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、サンギヤ18の逆回転に対しては充分な制動作用が生じて所期の変速比を設定でき、また正回転方向に対しては滑りが生じて制動が不十分になるので、第3速においてエンジンプレーキが効かないものの、燃費および静粛性を向上させることができ、また第3速へのシフトダウンおよび第3速からのシフトアップをスムーズに行なうことができる。

⑤エナージ方向が互いに反対のバンドブレーキ66、67による構成(第10図(E))。

両方のバンドブレーキ66、67を作用させれば、正逆いずれの方向にも一方向特性が生じないが、この構成を第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、第10図(D)におけるバンドブレーキ66と同様のバンドブレーキ66を作用させれば、上記の場合と同様に、前進第3速での燃費および静粛性の向上を図り、また第3速に対するスムーズな変速

方向クラッチ60が作用するので、前進第3速においてエンジンプレーキを効かせ得ない反面、燃費および静粛性を向上させることができ、また第3速からのシフトアップおよび第3速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。また当然、他方の多板ブレーキ65に係合させておけば、前進第3速でエンジンプレーキを効かせることができ、かつ前進第5速を設定することができる。

④ブレーキドラムの逆回転がエナージ方向(ブレーキバンドを巻き込む方向)となるバンドブレーキ66による構成(第10図(D))。

ドラムとバンドとの間の摩擦力が小さい場合、ドラムがエナージ方向に回転すれば、バンドを巻き込んで制動作用が生じるが、ドラムがディエナージ方向に回転すれば、制動力が減じられ、また制動作用が生じるまでの時間がかかり、したがってバンドブレーキはある程度の一方向特性を有することになる。そのため第10図(D)に示す構成を第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合

を確保できる。これとは反対のバンドブレーキ67を作用させた場合には、一方向特性が反対になるので、前進第5速でのエンジンプレーキを解消し、前進第5速での燃費および静粛性を向上させることができる。

⑥バンドブレーキ66と多板ブレーキ65とを並列に配置した構成(第10図(F))。

第3ブレーキ手段B3は前進第3速と第5速で係合させられるが、第5速の場合には小トルクでよいのでバンドブレーキ66に係合させ、また第3速の場合には第5速に比較してトルクが大きいので多板ブレーキ65に係合させる。このようにすることにより係合手段としての容量の適正化を図ることができる。このような作用・効果は、第1図もしくは第2図に示す装置あるいは第3図もしくは第4図に示す装置のいずれに採用した場合でも得ることができる。

以上、クラッチ手段やブレーキ手段として使用し得る構成の数例について説明したが、この発明は上記の例に限定されないことは勿論であり、ま

たその遊星歯車 1, 2, 3 を含めた配列は以上の例で示した配列に限定されないことも勿論である。

第 11 図は上述した係合手段のうち適当なものを第 1 図に示す装置に適用した代表例を示す模式図であって、この第 11 図に示す歯車変速装置における各係合要素は第 3 表に示すように係合して前進第 1 速ないし第 5 速および後進段を設定する。なお前述したように請求項 1 に記載の発明は、前記の第 2 遊星歯車 2 と第 3 遊星歯車 3 とを 1 組のラビニョオ型遊星歯車に置き替えた構成とすることもできるので、第 11 図にはラビニョオ型遊星歯車を用いた構成を示してある。すなわち前記の第 2 遊星歯車 2 における外ピニオンギヤ 2P0 が軸線方向に延長されてこれに第 3 サンギヤ 3S が噛合し、かつ第 3 リングギヤ 3R および第 3 キャリヤ 3C が省かれている。その他の構成は第 1 図に示す構成と同様である。また第 12 図は上述した係合手段のうち適当なものを第 3 図に示す装置に適用した代表例を示す模式図であって、この第 12 図に示す歯車変速装置における各係合要素

は第 3 表に示すように係合して前進第 1 速ないし第 5 速および後進段を設定する。なお、○印は係合状態、●印はエンジンブレーキ時に係合状態、空欄は解放状態、△は係合させてもよいことをそれぞれ示す。また第 4 速と第 5 速との間の変速の際には第 1 クラッチ手段 K1 における多板クラッチ 12 を変速前に解放しておく。

第 3 表

	クラッチ手段					ブレーキ手段								
	K1			K2	K3	B1			B2			B3		
	10	11	12			40	41	50	51	55	60	61	65	
1st	△	△	○			○	○							
2nd	△	△	○					○	○	●				
3rd	△	△	○									○	○	●
4th	△	△	△	○	△									
5th				○										○
Rev					○					○				

なお、上述した各実施例では、第 1 ないし第 3 のクラッチ手段 K1, K2, K3 および第 1 ないし第 3 のブレーキ手段 B1, B2, B3 を設けた構成としたが、第 1 表および第 2 表から知られるように、第 2 クラッチ手段 K2 を省けば、オーバードライブ段のない前進 4 段・後進 1 段もしくは前進 4 段・後進 2 段の変速装置とすることができ、また第 1 ブレーキ手段 B1 を省けば、前進 4 段・後進 1 段の変速装置とすることができ、さらに第 2 ブレーキ手段 B2 を省けば、前進 4 段・後進 1 段の変速装置とすることができる。このように第 1 図ないし第 4 図に示す構成はクラッチ手段やブレーキ手段の変更によって変速段数の異なる変速装置に変えることができる。

#### 発明の効果

以上の説明から明らかなようにこの出願にかかる各発明の歯車変速装置によれば、必要とする遊星歯車は、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車との合計三組もしくは一組のシングルピニオン型遊星歯車と一組

のラビニョオ型遊星歯車との合計二組であるから、大型化することなく前進 5 段でかつ後進 1 段もしくは後進 2 段の変速装置を得ることができ、またこの出願の各発明の歯車変速装置では、各遊星歯車のギヤ比を 0.38 ~ 0.47 程度に設定でき、それに伴い歯車列をコンパクト化でき、同時に前進第 1 速から第 4 速の各変速段での変速比を等比級数に近い値に設定し、車両として運転し易いものとしてすることができ、かつまたオーバードライブ段での変速比を 0.72 程度の実用性の高い値に設定できるために、動力性能を確保し、高速走行時のエンジン回転数を抑えて燃費および静粛性を向上させることが可能になる。そしてこの出願の各発明では、ギヤ比の幅（前進第 1 速とオーバードライブ段とのギヤ比の比率）を大きく取ることが可能であり、また設定し得る変速段の数を多くするために、発進・登坂性能や中高速域での走行性能を向上させることができる。またこの出願の各発明では、隣接する変速段に切換える場合に、変速開始直前まで係合させていたクラッチ手段の全

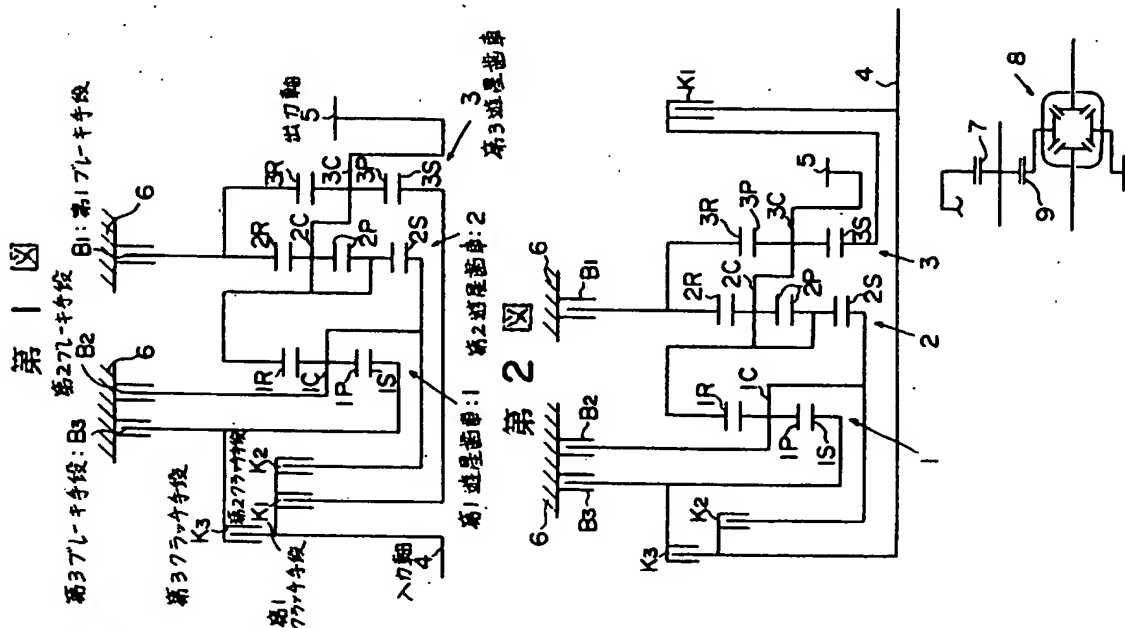
てを解放することがなく、すなわち入力切の切換えが不要なので、変速ショックの低減に有利なものとするができる。かつまたこの出願の各発明では入力軸と出力軸とを同一軸線上に配置できるために、FF車およびFR車のいずれにも容易に適用することができる。そして特に請求項1に記載の発明では、各ビニオンギヤのキャリアに対する相対回転数を低く抑えてその耐久性を向上させることができる。また請求項2に記載の発明では、使用頻度の高い前進第4速および第5速で動力循環が生じないために、動力の損失を防いで燃費を向上させることができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は請求項1に記載した発明の一実施例を原理的に示すスケルトン図、第2図はその発明の他の実施例を示し、エンジン横置きタイプの車両に適するよう配列を変えた例のスケルトン図、第3図は請求項2に記載した発明の一実施例のスケルトン図、第4図はその発明の他の実施例を示し、エンジン横置きタイプの車両に適するよう配列を

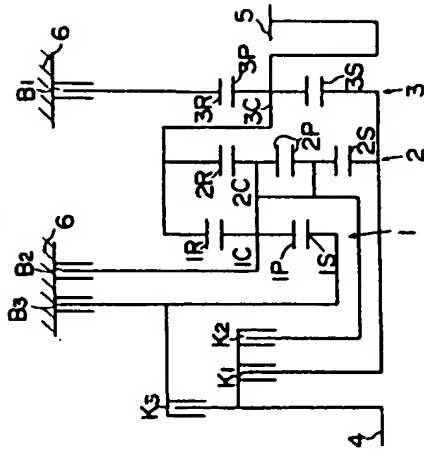
変えた例のスケルトン図、第5図(A)(B)のそれぞれは第1クラッチ手段の具体例を示す模式図、第6図(A)(B)のそれぞれは第2クラッチ手段の具体例を示す模式図、第7図(A)ないし(D)のそれぞれは第3クラッチ手段の具体例を示す模式図、第8図(A)ないし(G)のそれぞれは第1ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第9図(A)ないし(F)のそれぞれは第2ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第10図(A)ないし(F)のそれぞれは第3ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第11図は請求項1の発明の更に他の実施例を示すスケルトン図、第12図は請求項2の発明の更に他の実施例を示すスケルトン図である。

1…第1遊星歯車、 2…第2遊星歯車、 3…第3遊星歯車、 4…入力軸、 5…出力軸、  
B1…第1ブレーキ手段、 B2…第2ブレーキ手段、 B3…第3ブレーキ手段、 K1…第1クラッチ手段、 K2…第2クラッチ手段、 K3…第3クラッチ手段。

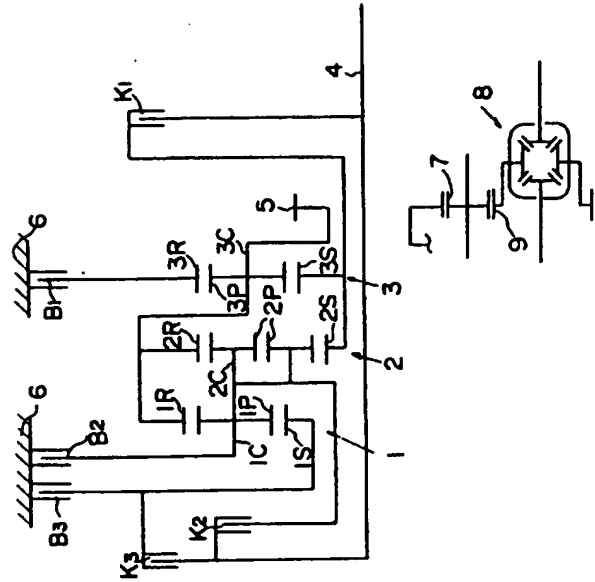




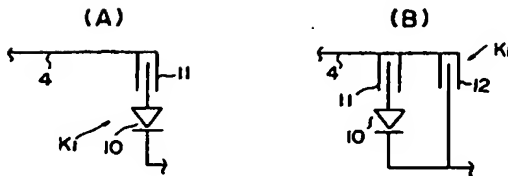
第 3 図



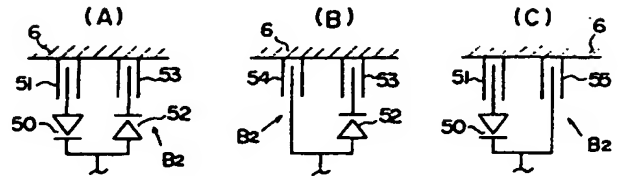
第 4 図



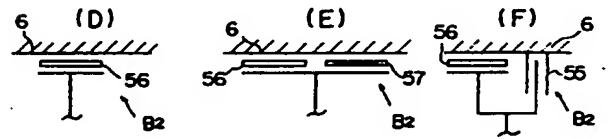
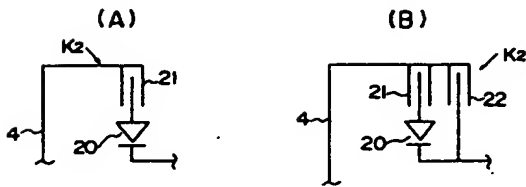
第 5 図



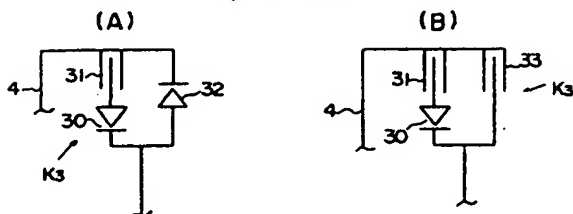
第 9 図



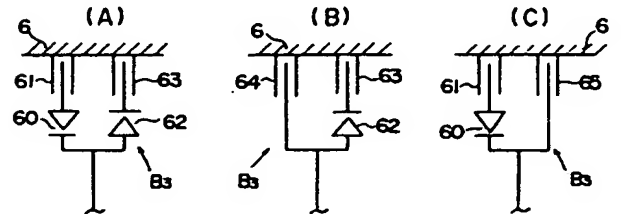
第 6 図



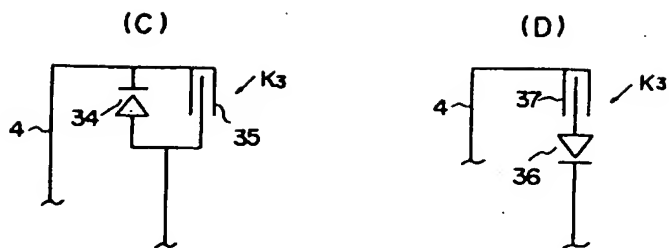
第 7 図



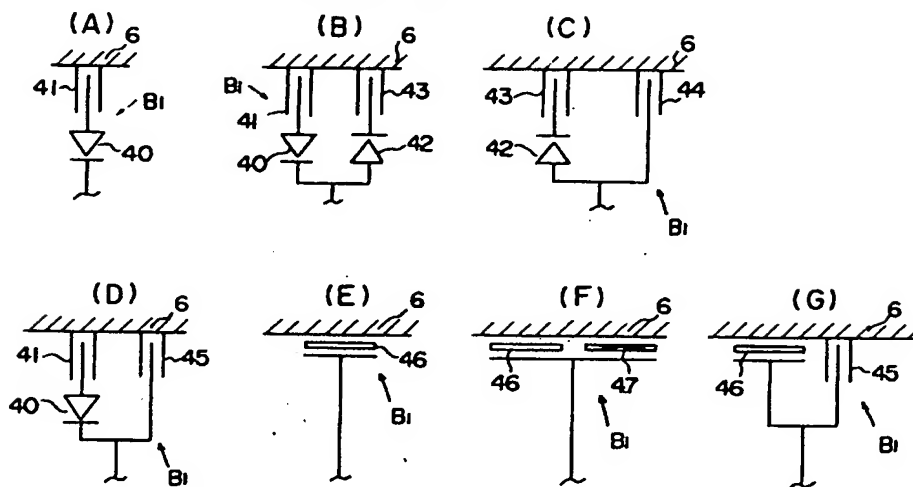
第 10 図



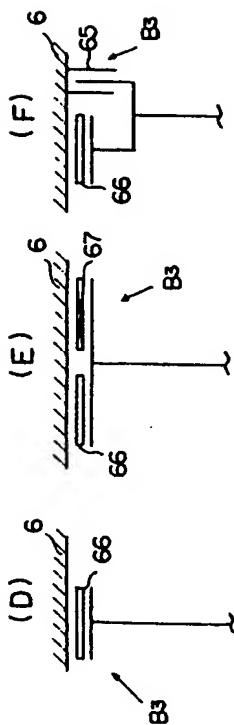
第 7 図



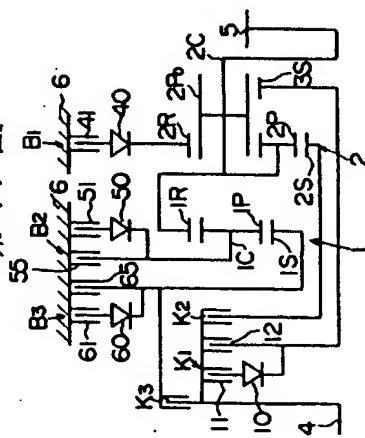
第 8 図



第 10 図



第 11 図



第 12 図

